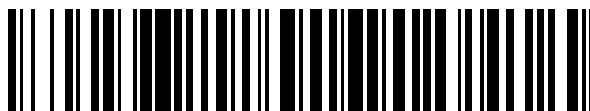


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 493 171**

51 Int. Cl.:

F04C 2/08 (2006.01)

F04C 2/16 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **01.12.2009 E 09771736 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.05.2014 EP 2352921**

54 Título: **Perfil de diente para rotores de bombas volumétricas de engranajes externos**

30 Prioridad:

02.12.2008 IT MC20080213

30.10.2009 IT MC20090225

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

11.09.2014

73 Titular/es:

MARZOCCHI POMPE S.P.A. (100.0%)

15, Via 63, Brigata Bolero

40033 Casalecchio Di Reno (BO), IT

72 Inventor/es:

CATANIA, GIUSEPPE

74 Agente/Representante:

MARTÍN SANTOS, Victoria Sofia

ES 2 493 171 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Perfil de diente para rotores de bombas volumétricas de engranajes externos

5 La presente solicitud de patente para invención industrial se refiere a un perfil de diente para rotores de bombas volumétricas de engranajes externos. En particular, la presente invención se refiere a bombas volumétricas de engranajes silenciosas caracterizadas por elevada eficiencia y elevado desplazamiento específico.

10 Las bombas de engranajes son dispositivos que se usan normalmente en muchos sectores industriales, tales como los sectores de automoción, máquinas que mueven tierra, automatización y control. Con referencia a la figura 1, una bomba de engranajes generalmente comprende dos rotores con dientes de toma constante. Los rotores están dispuestos dentro de una cubierta de modo que se definen una zona de succión de fluido y una zona de descarga de fluido. Uno de los dos rotores es accionado por un árbol de transmisión.

15 Las bombas de engranajes son bombas volumétricas, dado que el volumen comprendido entre los huecos de los dientes de los dos rotores de engrane y la cubierta externa puede desplazarse desde la entrada hasta la zona de descarga. El tipo de fluido, las presiones de descarga y de entrada y el caudal asociados con la bomba pueden variar con respecto a la aplicación particular. Sin embargo, en las aplicaciones más comunes y, en particular, en la aplicación mencionada en la presente invención, el fluido es aceite parcialmente incompresible, mientras que los valores de presión de referencia son, típicamente, la presión ambiente de entrada y la presión de descarga con niveles máximos típicos de 300 bares.

20 El caudal es variable y depende del desplazamiento de la bomba y, por consiguiente, del tamaño de los engranajes, así como de la velocidad rotacional máxima n de los rotores, siendo valores típicos $n = 1000\div 4000$ rpm.

25 El engranaje está compuesto por dos ruedas dentadas con dientes rectos o helicoidales externos, con el mismo tamaño y relación de engranajes unitaria. La eficiencia total asociada con este dispositivo típicamente varía en el intervalo $\eta = 70\%-90\%$, de acuerdo con la geometría del engranaje (eficiencia volumétrica), con las pérdidas mecánicas de los acoplamientos (eficiencia mecánica) y con las condiciones operativas. La figura 1 muestra un ejemplo constructivo típico de dicho dispositivo.

30 Los parámetros más significativos que caracterizan el rendimiento de estos dispositivos incluyen el nivel de ruido de la bomba en condiciones operativas estipuladas, la onda de presión generada en la entrada y la descarga en condiciones operativas estipuladas, la eficiencia volumétrica, la eficiencia total y el desplazamiento (o volumen desplazado por ciclo) de la bomba.

35 Con referencia a la figura 2, en aplicaciones típicas de dicho dispositivo, el perfil dentado se define mediante un perfil de evolvente en la sección activa (flanco derecho del diente y flanco izquierdo del diente), y perfiles circulares en la cabeza y el pie del diente unidos a los perfiles laterales activos. El centro de los perfiles circulares de cabeza y de pie del diente coincide con el centro de rotación de la rueda dentada.

40 De acuerdo con los diversos estándares internacionales (es decir ISO; DIN, UNI, AGMA), en el perfil de cabeza y de pie del diente que es adoptado habitualmente, estandarizado y usado normalmente en la mayoría de perfiles dentados de engranajes en diferentes situaciones diferentes de bombas volumétricas, la sección del diente en la cabeza no coincide con la sección del hueco del pie del diente en las mismas condiciones de referencia, para garantizar que el contacto se produce exclusivamente en la sección de perfil de evolvente.

45 La elección de perfiles de evolvente garantiza que los perfiles de engrane del engranaje son perfiles conjugados y la relación de velocidad del engranaje se mantiene constante en cada configuración de engrane; esta elección también permite el correcto funcionamiento en caso de ligeras variaciones de la distancia teórica al centro del engranaje debido a requisitos de construcción o ensamblaje.

50 Las desventajas que surgen del uso de estos perfiles en engranajes rectos externos se conocen y se desvelan en numerosas publicaciones técnicas (Henriot, *Traité théorique et pratique des engrenages*, Dunod; 1977, vol. II) y patentes (US 2.159.744 (Maglott); US 3.164.099 (Hitoshi) y US 3.209.611 (Hitoshi)). Estas desventajas pueden resumirse de la siguiente manera:

55 1) Tal como se muestra en la figura 3, el volumen atrapado durante el engrane en el lado de descarga, aislado y a continuación reducido durante las configuraciones cinemáticas después del primer contacto, determina la compresión del fluido, generando una elevada sobrepresión, ruido en funcionamiento y caudal de reflujo negativo desde la descarga hasta la succión, reduciendo de este modo el desplazamiento de la bomba y la eficiencia total.

60 2) Si z es el número de dientes de cada rotor, el caudal de fluido garantizado en la descarga es discontinuo, debido a la transferencia de caudal discontinua de $2 \cdot z$ volúmenes comprendidos entre los huecos de los dientes y la cubierta externa, generando dicha discontinuidad oscilaciones de presión.

65 3) El desplazamiento de la bomba y, por consiguiente, el caudal total, están limitados, con el mismo volumen de bomba, por el valor del número mínimo de dientes de engranaje z_{\min} : la condición de corte y no interferencia

operativa da como resultado que $z > z_{\min} = 10-11$, siendo el valor de z_{\min} dependiente de las diferentes tecnologías de construcción y diseño (corrección del perfil) empleadas, tal como se indica en el documento Dudley's Gear handbook, McGraw-Hill, 1992.

5 Se han propuesto muchas soluciones técnicas para resolver los problemas mencionados anteriormente.

Una arquitectura conocida emplea los llamados perfiles de "lóbulo", con perfiles no conjugados que no son adecuados para la transmisión de movimiento. La transmisión de movimiento se proporciona generalmente mediante un par adicional de ruedas dentadas con dientes tradicionales, relación de engranajes unitaria, y fabricadas en los mismos ejes que las ruedas lobuladas, para garantizar la transmisión del movimiento continua. Esta arquitectura presenta costes de realización muy elevados y un volumen axial muy elevado, lo que le hace incompatible con los requisitos del mercado.

10 Otras arquitecturas adoptan dientes helicoidales en lugar de dientes rectos: con la adopción de un grado de recubrimiento helicoidal o facial ε_{β} cercano a 1, las oscilaciones de presión debidas a la discontinuidad del caudal de fluido pueden reducirse de este modo. Los ejemplos de esta solución se ilustran en los documentos Henriot, *Traité théorique et pratique des engrenages*, Dunod; 1977, vol. II y F. Masi, *Manuale di Cinematica applicata*, Zanichelli, Bolonia, 1890.

15 Sin embargo, los problemas relacionados con la onda de presión, el ruido y el caudal negativo aún no se han resuelto, mientras que, en general, los problemas relacionados con el desplazamiento pueden resolverse usando perfiles de diente truncado caracterizados por un grado de recubrimiento de perfil muy bajo, como en los ejemplos ilustrados en el documento *Prontuario dell'ingegnere* 1999, Hoepli, página 440, que ilustra un engranaje con dientes helicoidales $z = 7$.

20 La solución de engranaje helicoidal muestra otros problemas, tales como elevados costes de fabricación y bajo aislamiento entre cámaras de descarga y de entrada, virtualmente en comunicación directa si la anchura de la cara y el número de dientes se reducen. Además, la solución de engranaje helicoidal está asociada con la transmisión de componentes de fuerza axial, que son más elevados en el caso de un ángulo de hélice elevado, que requiere generalmente una modificación de la cubierta de la bomba y la adopción de soluciones de fabricación adecuadas para garantizar el equilibrio del empuje axial, tales como por ejemplo las arquitecturas ilustradas en la patente US 3.658.452 (Yasuo Kita) y en la patente italiana no. 1.124.357 a nombre del mismo solicitante.

25 La solución propuesta en el documento US 2.159.744 (Maglott) adopta un perfil de diente de evolvente truncado, con un grado de recubrimiento transversal $\varepsilon_t = 0,5$ y dientes helicoidales con grado de recubrimiento helicoidal $\varepsilon_{\beta} = 0,5$ de tal manera que el grado de recubrimiento total es $\varepsilon = \varepsilon_t + \varepsilon_{\beta} = 1$ y la continuidad del movimiento está garantizada. Esta solución reduce las oscilaciones de presión relacionadas con la discontinuidad del caudal y en general, aunque no indicado expresamente, la elección de $\varepsilon_t=0,5$ hace posible reducir el valor mínimo de z_{\min} dientes a valores inferiores ($z_{\min} < 6$ de acuerdo con el ángulo de presión transversal α_t del perfil de evolvente). El valor de $\varepsilon_t=0,5$ también resuelve los problemas relacionados con la onda de presión y el ruido, dado que ningún volumen de fluido es atrapado o cerrado en este caso.

30 Maglott también propone conectar los perfiles de diente de evolvente truncados de los flancos del diente con perfiles circulares que tienen su centro respectivamente en la posición superior e inferior con respecto al círculo primitivo para perfiles de cabeza y de pie del diente. Esto permite la minimización del caudal negativo de fluido desde la descarga a la succión, incrementando de este modo la eficiencia volumétrica del dispositivo. Sin embargo, no se proporciona ninguna indicación en lo que respecta a:

- 35 - el desplazamiento del centro de los perfiles de cabeza y de pie del diente circulares desde los círculos primitivos,
- 40 - el valor ideal del ángulo de presión del perfil de evolvente activo,
- 45 - el número de dientes, y
- 50 - cualesquiera soluciones adecuadas para equilibrar empujes axiales.

55 La solución propuesta por el documento US 3.164.099 (Hitosi) difiere principalmente de la solución propuesta por Maglott debido a la adopción de dientes helicoidales con grado de recubrimiento helicoidal $\varepsilon_{\beta} = 1,0$, de tal manera que el grado de recubrimiento total es $\varepsilon = \varepsilon_t + \varepsilon_{\beta} = 1,5$, manteniendo el grado de recubrimiento transversal de la evolvente $\varepsilon_t = 0,5$. La continuidad está completamente garantizada por el grado de recubrimiento helicoidal en solitario.

60 Esta elección elimina las oscilaciones de par de torsión transmitidas por el engranaje en condiciones operativas uniformes. Sin embargo, los componentes de tensión axial son más elevados y las condiciones de aislamiento entre las cámaras de entrada y de descarga no pueden garantizarse. El perfil usado para la definición analítica del flanco del diente es un perfil de evolvente con $\varepsilon_t=0,5$, como en Maglott, aunque se describe el uso de otros perfiles (cicloidales; perfil arbitrario que conecta dos puntos extremos definidos por el perfil de evolvente, $\varepsilon_t=0,5$).

En este caso, los perfiles de cabeza y pie del diente circulares están completamente definidos, a diferencia de en la patente de Maglott, mediante condiciones de simetría, suponiendo que el centro de los círculos de cabeza y de pie pertenece al círculo primitivo, y también definiendo los dos puntos extremos del perfil (los puntos extremos identificados por el perfil de evolvente del flanco del tiente activo con $\varepsilon_t=0,5$). Sin embargo, dado que los perfiles de pie y de cabeza son arcos de círculo con el mismo radio, estos perfiles pueden causar interferencia y avería debido a restricciones de tolerancia de fabricación.

Como en la patente de Maglott, la patente de Hitosi no proporciona información sobre el valor ideal del ángulo de presión del perfil de evolvente activo, el número de dientes o soluciones adecuadas para equilibrar empujes axiales; además, no se proporciona información alguna sobre la definición analítica de perfiles alternativos al perfil de evolvente para los flancos del diente.

La patente US 3.209.611 (Hitosi) define los criterios para determinar el número de dientes de una bomba, suponiendo un grado de recubrimiento $\varepsilon_t=0,5$ de los flancos activos y perfiles de cabeza y de pie del diente siendo segmentos circulares, y también mostrando que el número mínimo de dientes es $z_{\min}=3$. Esta patente supone que el uso de perfiles elípticos se usa para definir el flanco del diente. Sin embargo, dichos perfiles no son perfiles conjugados y la uniformidad de transmisión de movimiento no puede, por lo tanto, garantizarse.

La patente EP 1.371.848 (Morselli) define una serie de perfiles por medio de coordenadas de puntos mostradas en tablas, con el número de dientes $z = 5, 6, 7, 8, 9, 10$. La definición analítica de las curvas del perfil se obtiene mediante interpolación de los puntos por medio de ranuras naturales. El perfil dentado del rotor es helicoidal con grado de recubrimiento helicoidal ε_p , que iguala a 1,0, como en el documento de Hitosi. Sin embargo, el perfil obtenido mediante interpolación no garantiza que los perfiles de engrane sean perfiles conjugados, o el estado de no encapsulación, dando como resultado, por lo tanto, un perfil teórico que no garantiza que pueda funcionar correctamente. Además, las elevadas oscilaciones de perfil obtenidas por medio de la interpolación hacen al perfil teórico imposible de construir.

La patente EP1.132.618 (Morselli) se refiere a perfiles genéricos sin encapsulación, con el grado de recubrimiento helicoidal ε_p básicamente igual a uno, el número de dientes igual a 7 y una solución para la compensación de empujes axiales. Sin embargo, no existen indicaciones sobre el tipo de perfil y el valor del grado de recubrimiento transversal, mientras que la adopción del grado de recubrimiento helicoidal $\varepsilon_p=1$ y el valor $z=7$ del número de dientes ya están mencionadas en la bibliografía técnica anterior y el sistema de compensación de los empujes axiales coincide con el desvelado en el documento US 3.658.452 (Yasuo Kita).

El propósito de la presente invención es eliminar los inconvenientes de la técnica anterior, definiendo un perfil dentado para rotores de bombas volumétricas de engranajes, caracterizado por alta eficiencia, condiciones operativas silenciosas y elevado desplazamiento específico.

Otro propósito de la presente invención es la definición analítica de un perfil dentado que funciona y puede fabricarse fácilmente.

Estos propósitos se consiguen mediante la presente invención, cuyas características se describen en la reivindicación independiente 1.

Realizaciones ventajosas se desvelan en las reivindicaciones dependientes.

Características adicionales de la invención serán evidentes a partir de la siguiente descripción detallada, que se refiere a realizaciones meramente ilustrativas, no limitantes, ilustradas en los dibujos adjuntos, en los que:

- La figura 1 es una vista general de una bomba de engranajes de acuerdo con la técnica anterior;
- La figura 2 es una vista de un perfil dentado tradicional de una bomba de engranajes de acuerdo con la técnica anterior;
- La figura 3 es una vista esquemática de una bomba de engranajes de acuerdo con la técnica anterior, que muestra el volumen de fluido atrapado entre los dientes de los rotores;
- La figura 4 es una vista de un perfil dentado con número de dientes $z=4$ con perfil del flanco de evolvente y perfiles de cabeza y de pie del diente circulares;
- La figura 5 es una vista de algunos perfiles dentados que adoptan diferentes valores del ángulo de presión de evolvente α_t , con grado de recubrimiento transversal $\varepsilon_t=0,45$;
- La figura 6 es una vista de un perfil dentado con grado de recubrimiento transversal $\varepsilon_t=0,5$;
- Las figuras 7 - 9 son vistas de tres perfiles dentados, de los cuales aquellos en las figuras 7 y 8 no están dentro del alcance de las reivindicaciones, obtenidos con diferentes valores del parámetro no dimensional $\zeta =20$, $\zeta =5$ y $\zeta =1.25$, relacionados con el perfil de cabeza del diente circular;
- Las figuras 10a y 10b muestran el perfil de un diente y el engranaje de una primera realización de la invención;
- Las figuras 11a y 11b muestran, respectivamente, el perfil de un diente y el engranaje de una segunda realización de la invención;
- Las figuras 12a y 12b muestran, respectivamente, el perfil de un diente y el engranaje de una tercera realización de la invención;

La figura 13 es un gráfico que muestra una comparación del comportamiento ante el ruido (presión acústica) entre una bomba de engranajes de acuerdo con la presente invención y dos bombas de engranajes de acuerdo con la técnica anterior; y

5 La figura 14 es un gráfico que muestra una comparación de valores máximos de presión (presión acústica) entre una bomba de engranajes de acuerdo con la presente invención y dos bombas de engranajes de acuerdo con la técnica anterior;

Las figuras 15a-c son vistas de un par de perfiles de engrane definidos de acuerdo con los preceptos de la patente US 2.159.744 (Maglott) en algunas configuraciones operativas cinemáticas;

10 La figura 16 es una vista de un par de perfiles de engrane definidos de acuerdo con los preceptos de la patente US 3.209.611 (Hitosi) en una configuración operativa cinemática específica;

Las figuras 17a-c muestran el desgaste superficial en las superficies de flanco activo de los rotores definido de acuerdo con la patente US 2.159.744 (Maglott), la patente US 3.209.611 (Hitosi) y la presente invención, al final de un ciclo de trabajo típico, correspondiente al estado de fin de vida útil de una bomba.

15 El solicitante comenzó a partir de los preceptos de la patente US 2.159.744 (Maglott) y diseñó un perfil dentado para rotores de una bomba volumétrica de engranajes externos, con:

- un perfil de cabeza del diente inactivo,
- un perfil de pie del diente inactivo,
- 20 - un perfil de flanco derecho del diente activo y
- un perfil de flanco izquierdo activo.

Los perfiles de flanco derecho e izquierdo activos son perfiles de diente de evolvente truncados. Los perfiles inactivos de cabeza y de pie del diente están definidos por arcos de círculo.

25 Maglott sugiere usar el grado de recubrimiento transversal $\varepsilon_t = 0,5$ y el grado de recubrimiento helicoidal $\varepsilon_\beta = 0,5$ para obtener continuidad del movimiento ($\varepsilon = \varepsilon_t + \varepsilon_\beta \geq 1$); indica que los perfiles de flanco derecho e izquierdo activos son perfiles de evolvente y también sugiere que las posiciones del centro de los arcos de círculo para los perfiles de cabeza y de pie del diente están situados respectivamente por encima y por debajo del círculo primitivo. Sin embargo, el ángulo de presión transversal α_t asociado con perfiles de evolvente no está indicado, suponiéndose que es igual al valor estandarizado $\alpha_t = 20^\circ$ usado por los diversos estándares internacionales (ISO; DIN; AGMA), y la posición (es decir el desplazamiento radial $\Delta r_{t,p}$ con respecto a la línea primitiva) del centro de los perfiles de cabeza y de pie del diente inactivos no es especificada. La elección arbitraria de la posición de estos centros generalmente da como resultado perfiles que no funcionan debido a la interferencia de estos perfiles durante el engrane; además, el perfil total que resulta de la unión de perfiles de cabeza del diente, del flanco y de pie del diente se caracteriza generalmente por la discontinuidad de la tangente al perfil (cúspide) en los puntos extremos de perfiles de pie, del flanco y de cabeza, con consecuencias negativas sobre la regularidad del movimiento y la emisión de ruido durante el funcionamiento normal. Las figuras 15a-c son vistas de un ejemplo con respecto a un par de perfiles de acuerdo con los preceptos del documento US 2.159.744 (Maglott) en algunas configuraciones operativas cinemáticas: las cúspides en los acoplamientos pie-flanco y flanco-cabeza son evidentes, y la interferencia del perfil se muestra en la figura 15b. La figura 15c muestra la coincidencia de perfiles de cabeza y de pie del diente en una configuración operativa cinemática específica (rotación $\theta = 0,25 \cdot 2\pi/z$ igual a un cuarto del paso angular partiendo de la configuración de la figura 15a en el contacto del flanco en el centro de rotación instantánea): de acuerdo con la tecnología de fabricación usada, los errores de funcionamiento del perfil pueden dar como resultado interferencia local, afectando de este modo al nivel de ruido de la aplicación, el desgaste superficial y la duración de la aplicación. Los parámetros geométricos del ejemplo mostrado en las figuras 15a-c son los siguientes:

- $z=10$, número de dientes;
- $\alpha_t=20^\circ$, ángulo de presión transversal de evolvente;
- 50 $d=40$ mm, diámetro primitivo de evolvente;
- $\Delta r_t = \Delta r_p = 0,6$ mm, desviación de los centros del perfil de cabeza y de pie del diente con respecto al círculo primitivo;
- $\varepsilon_t = 0,5$, grado de recubrimiento transversal;
- $\varepsilon_\beta = 0,5$, grado de recubrimiento helicoidal.

55 Las indicaciones de diseño de la patente de Hitosi (US 3.209.611) no proporcionan una solución a este problema. Hitosi sugiere usar el grado de recubrimiento transversal $\varepsilon_t = 0,5$ y el grado de recubrimiento helicoidal $\varepsilon_\beta = 1$ para respetar la continuidad del movimiento ($\varepsilon = \varepsilon_t + \varepsilon_\beta = 1,5 \geq 1$). Indica que los perfiles de flanco derecho e izquierdo activos son perfiles de evolvente (reivindicación 1) y también sugiere que las posiciones del centro de los arcos de círculo para la cabeza y el pie del diente están situadas en la línea primitiva. A diferencia de Maglott, Hitosi define de forma unívoca la posición de los centros de los arcos de círculo para los perfiles de cabeza y de pie del diente inactivos, pero la coincidencia teórica de la curva de los perfiles de pie y de cabeza durante el engrane puede dar como resultado condiciones operativas irregulares y ruido, dado que puede producirse interferencia del perfil debido a errores de fabricación asociados con la calidad del trabajo tecnológico adoptado. La figura 16 muestra un ejemplo de un par de perfiles definidos de acuerdo con los preceptos del documento US 3.209.611 (Hitosi) en la configuración operativa cinemática para una rotación igual a un cuarto del paso angular partiendo de la configuración de contacto

del flanco en el centro de rotación instantánea. Los parámetros geométricos del ejemplo mostrado en la figura 16 son los siguientes:

- 5 $z=10$, número de dientes;
- $\alpha_t=20^\circ$, ángulo de presión transversal de evolvente;
- $d=40$ mm, diámetro primitivo de evolvente;
- $\Delta r_t = \Delta r_p = 0$ mm, desviación de los centros del perfil de cabeza y de pie del diente con respecto al círculo primitivo;
- 10 $\varepsilon_t = 0,5$, grado de recubrimiento transversal;
- $\varepsilon_\beta = 1,0$, grado de recubrimiento helicoidal.

El solicitante consideró importante seleccionar un grado de recubrimiento transversal (ε_t) menor de 0,5 para garantizar la ausencia de volumen de aceite atrapado y un grado de recubrimiento helicoidal ε_β adecuado para garantizar la continuidad del movimiento y la regularidad de funcionamiento ($\varepsilon = \varepsilon_t + \varepsilon_\beta > 1$) y para minimizar los empujes axiales operativos ($\varepsilon_\beta < 1$).

El primer problema técnico concernía, por lo tanto, a descubrir el centro de los arcos de círculos de los perfiles de cabeza y de pie inactivos, estando el radio de estos perfiles definido de forma unívoca por la posición de los puntos extremos de los perfiles de flanco, que están a su vez definidos por la elección de ε_t y el ángulo de presión transversal de evolvente de α_t . La elección de la posición del centro de estos perfiles debe ser tal que garantice la ausencia de interferencia de los perfiles durante el engrane y un buen estado de continuidad geométrica del perfil de diente (pie-flanco-cabeza) para garantizar condiciones operativas silenciosas regulares.

Este problema técnico se resolvió con el siguiente algoritmo.

Los perfiles del flanco del diente son perfiles de evolvente y, por lo tanto, las ecuaciones paramétricas de un punto P_{ev} que pertenece a una curva de evolvente se muestran a continuación:

$$P_{ev}(\theta) = \left\{ \begin{array}{l} R \cdot (\text{sen}(\theta) - \theta \cdot \cos(\alpha_t) \cdot \cos(\alpha_t + \theta)) \\ R \cdot ((\cos(\theta) - 1) + \theta \cdot \cos(\alpha_t) \cdot \text{sen}(\alpha_t + \theta)) \end{array} \right\} \quad (1)$$

30 en la que

R es el radio de la línea primitiva,
 α_t es el ángulo de presión transversal, y

$\theta \in \left[-0,5 * \varepsilon_t \cdot \frac{2\pi}{z}, 0,5 * \varepsilon_t \cdot \frac{2\pi}{z} \right]$ es el ángulo de construcción de evolvente (ángulo de balanceo del eje de la

35 línea de evolvente en el círculo de base con radio $R_b = R \cdot \cos(\alpha_t)$).

Los perfiles de cabeza y de pie del diente son segmentos circulares; por lo tanto las ecuaciones paramétricas de un punto $P_{f,t}$ que pertenece a los círculos de pie (f) y de cabeza (t) se muestran a continuación:

$$P_{f,t}(\varphi) = O_{f,t} + \left\{ \begin{array}{l} r_{f,t} \cdot \cos(\varphi) \\ r_{f,t} \cdot \text{sen}(\varphi) \end{array} \right\} \quad (2)$$

40 en la que el ángulo $\varphi \in [\varphi_{\min}, \varphi_{\max}]$ y φ_{\min} , φ_{\max} se definen mediante la posición conocida de puntos extremos

$P' = (P'_x, P'_y)$, $P'' = (P''_x, P''_y)$ de los segmentos circulares

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_{\min} = \text{atan} \left(\frac{(P'_y)_{f,t} - (O_y)_{f,t}}{(P'_x)_{f,t} - (O_x)_{f,t}} \right) \\ \varphi_{\max} = \text{atan} \left(\frac{(P''_y)_{f,t} - (O_y)_{f,t}}{(P''_x)_{f,t} - (O_x)_{f,t}} \right) \end{array} \right. \quad (3)$$

45 Los círculos de cabeza y de pie tienen diferentes centros y diferentes radios de curvatura (el radio de cabeza del

diente es menor que el radio de pie del diente). El centro del círculo de cabeza está situado por debajo del círculo primitivo, mientras que el centro del círculo de pie está situado por encima de la línea primitiva, en contraste con las indicaciones opuestas contenidas en el documento US 2.159.744 (Maglott).

5 Para fines de ilustración, la figura 4 muestra un perfil de diente con un número de dientes $z=4$. Los dientes están definidos por perfiles de evolvente en el flanco derecho y en el flanco izquierdo del diente, conectados con arcos de círculo correspondientes en la cabeza y el pie del diente.

O indica el centro del rotor donde se obtienen dientes y el círculo primitivo p se muestra con una línea discontinua.

10 El perfil de evolvente se define entre dos puntos extremos P_f y P_t .

Los arcos de círculo que corresponden al perfil de pie y de cabeza tienen centros respectivos O_f , O_t y radios respectivos r_f , r_t .

15 Un punto K_f se identifica a partir de la intersección entre la normal y el perfil de evolvente en el punto extremo P_f del segmento de evolvente en las proximidades del comienzo de la sección de la base y la dirección radial $r-v$ de la línea media del hueco entre dos dientes adyacentes.

20 Del mismo modo, un punto K_t se identifica en el diente desde la intersección entre la normal y el perfil de evolvente en el punto extremo P_t del segmento de evolvente en las proximidades del comienzo de la sección de cabeza y la dirección radial $r-d$ de la línea media del diente.

25 Si el grado de recubrimiento transversal $\varepsilon_t=0,5$, entonces $K_f \equiv H_f$ y $K_t \equiv H_t$, donde los puntos H_f , H_t pertenecen respectivamente a la intersección entre el círculo primitivo p y las líneas rectas $r-v$ y $r-d$, y $|P_t-H_t|=|P_f-H_f|$, mientras que generalmente $|P_t-K_t| \neq |P_f-K_f|$.

Dado $\Delta R = 0,5 * (|H_t-K_t| + |H_f-K_f|)$, el centro del círculo de la base es O_f , y el radio del círculo es r_f .

$$\begin{cases} \mathbf{O}_f = \mathbf{H}_f + (\mathbf{H}_t - \mathbf{O}) \cdot \frac{\Delta R}{|\mathbf{H}_f - \mathbf{O}|} \\ r_f = |\mathbf{P}_f - \mathbf{O}_f| \end{cases} \quad (4)$$

30 mientras que el centro del círculo de cabeza O_t y el radio del círculo de cabeza r_t se identifican mediante:

$$\begin{cases} \mathbf{O}_t = \mathbf{H}_t + (\mathbf{O} - \mathbf{H}_t) \cdot \frac{\zeta \cdot \Delta R}{|\mathbf{H}_t - \mathbf{O}|} \\ r_t = |\mathbf{P}_t - \mathbf{O}_t| \end{cases} \quad (5)$$

35 donde $\zeta = [1, 1+1, 6]$ es un coeficiente no dimensional

40 El valor del parámetro ζ debe garantizar no interferencia entre los perfiles de cabeza y de diente ($\zeta > 1$) y minimizar el bolsillo sellado generado entre la cabeza y el pie en las diversas configuraciones operativas cinemáticas ($\zeta \downarrow$). El perfil del diente (flanco izquierdo-cabeza-flanco derecho-pie) es clase C^0 continuo, con discontinuidad de la tangente en la conjunción entre el flanco y la cabeza del diente.

45 Después de descubrir las ecuaciones para construir los arcos de círculo de los perfiles de cabeza y de pie inactivos, el solicitante realizó una serie de pruebas experimentales para descubrir los valores ideales de todos los parámetros que identifican un perfil dentado con dientes helicoidales.

50 Maglott sugiere usar un grado de recubrimiento helicoidal (ε_β) igual a 0,5, mientras que Hitosi sugiere usar un grado de recubrimiento helicoidal (ε_β) igual a 1; el solicitante, por lo tanto, decidió realizar pruebas experimentales en el intervalo de 0,5 a 1 para garantizar la continuidad del movimiento, minimizar el empuje axial y para garantizar también el aislamiento entre las cámaras de succión y de descarga con un valor mínimo de dientes.

Para incrementar el desplazamiento y el caudal de la bomba, el solicitante llevó a cabo pruebas experimentales con engranajes que tienen un número de dientes menor de 10.

55 Maglott no da ningún precepto sobre el ángulo de presión transversal (α_t) que caracteriza al perfil de evolvente. Los estándares de referencia muestran un valor estándar de 20° para el ángulo de presión transversal (α_t). Sin embargo, para maximizar la extensión del perfil activo del diente, reducir el desgaste del perfil e incrementar la vida del

dispositivo, el solicitante decidió realizar pruebas experimentales con un ángulo de presión transversal (α_t) mayor de 20°.

5 Una vez que se decidió el intervalo inicial de parámetros, el solicitante realizó pruebas experimentales en engranajes. Cuatro características fueron evaluadas principalmente durante las pruebas experimentales: reducción de ruido, reducción de picos de sobrepresión en la descarga, desgaste y calidad superficial en condiciones de final de la vida útil.

10 Los parámetros que afectaban principalmente a la reducción del ruido y la reducción del máximo de la onda de presión en la descarga eran el grado de recubrimiento transversal (ϵ_t) y el grado de recubrimiento helicoidal (ϵ_β). En particular, para $\epsilon_t=[0,4=0,45]$ y simultáneamente $\epsilon_\beta= [0,60=0,85]$, el solicitante descubrió, sorprendentemente, que la reducción del ruido y la reducción del máximo de sobrepresión eran considerablemente mayores que los valores obtenidos fuera de estos intervalos.

15 La elección del valor del ángulo de presión α_t afectaba principalmente a las condiciones de desgaste superficial de los dientes, y en segundo lugar la reducción del ruido a lo largo del tiempo también se vio altamente afectada por la calidad superficial de los dientes del rotor. Sorprendentemente, la reducción del ruido y la reducción del máximo de sobrepresión mejoraban adicionalmente cuando se usaba un número de dientes $z = [6=8]$ y un ángulo de presión transversal $\alpha_t=[27=40^\circ]$. Estos valores de número de dientes (z) y presión transversal $\alpha_t=[27=40^\circ]$ hicieron posible
 20 obtener el mejor compromiso entre reducción del ruido, reducción del máximo de sobrepresión, incremento del desplazamiento específico y minimización del desgaste.

Las tres siguientes tablas muestran los parámetros de tres bombas con perfiles dentados de acuerdo con las
 25 indicaciones de Maglott, Hitosi y la presente invención.

Maglott	
Número de dientes Z =	7
Grado de recubrimiento transversal ϵ_t =	0,50
Grado de recubrimiento helicoidal ϵ_β =	0,50
Ángulo de presión α_t =	25,00 [°]
Diámetro de cabeza Dt =	37,20 [mm]
Anchura del anillo b =	33,00 [mm]
Desplazamiento de la bomba =	21 [cm ³ /rev]

Hitosi	
Número de dientes Z =	7
Grado de recubrimiento transversal ϵ_t =	0,50
Grado de recubrimiento helicoidal ϵ_β =	1,00
Ángulo de presión α_t =	15,00 [°]
Diámetro de cabeza Dt =	37,20 [mm]
Anchura del anillo b =	31,50 [mm]
Desplazamiento de la bomba =	21 [cm ³ /rev]

Invención	
Número de dientes Z =	7
Grado de recubrimiento transversal ϵ_t =	0,45
Grado de recubrimiento helicoidal ϵ_β =	0,80
Ángulo de presión α =	37,00 [°]
Diámetro de cabeza Dt =	37,20 [mm]
Anchura del anillo b =	36,00 [mm]
Coefficiente ξ =	1,25
Desplazamiento de la bomba =	21 [cm ³ /rev]

30 Las tres bombas tienen el mismo desplazamiento, el mismo número de dientes y el mismo diámetro de cabeza del diente.

Durante las pruebas experimentales, el nivel de ruido (presión acústica) y los máximos de presión (onda de presión) se midieron en las mismas condiciones de referencia, cuando la presión de descarga (P_m) cambiaba. Los resultados

se muestran en los gráficos de las figuras 13 y 14. La bomba de acuerdo con Maglott se muestra con una línea de puntos, la bomba de acuerdo con Hitosi se muestra con una línea discontinua y la bomba de la invención se muestra con una línea continua. La figura 17 muestra las superficies del flanco activo de los tres rotores al final de un ciclo de trabajo típico, correspondiente al estado de ciclo final de la bomba (300 horas de funcionamiento continuo, $P_m = 230$ [bares] y $n=1500$ [rpm]). La rugosidad de las superficies de los tres rotores antes de la prueba era la misma, $R_a=0,4 * 10^{-3}$ mm. Al final de la prueba, las mediciones de rugosidad promedio realizadas en la superficie de los rotores de acuerdo con la presente invención muestran un valor de aspereza promedio ligeramente mayor que el inicial ($R_a=0,6 * 10^{-3}$ mm), mientras que las mediciones realizadas en los rotores de acuerdo con Maglott e Hitosi muestran valores mucho mayores ($R_a=6,4 * 10^{-3}$ mm para el perfil de Maglott; $R_a=5,2 * 10^{-3}$ mm para el perfil de Hitosi).

Tal como se ha mostrado claramente en estas figuras, pueden obtenerse efectos notables. La bomba fabricada con perfiles dentados de acuerdo con la invención muestra un rendimiento notablemente mejor en términos de nivel de ruido, máximos de presión y desgaste superficial.

El efecto sinérgico de los parámetros seleccionados garantiza que el perfil para rotores dentados de bombas de engranajes externos de acuerdo con la invención se caracteriza por funcionamiento silencioso, minimización de vibraciones y ondas de presión generadas en condiciones operativas (usando aceite como el fluido operativo y alta diferencia de presión entre succión y caudal, $\Delta p_{max}=300$ bares), al comienzo y al final del ciclo de vida de la bomba de engranajes usando dichos perfiles dentados.

Las soluciones adoptadas hacen posible cumplir todas las especificaciones dadas y la elección de parámetros de diseño es tal que especificaciones opuestas pueden optimizarse.

Lo siguiente es una descripción de las ventajas asociadas con la elección de parámetros de diseño.

- El intervalo del número de dientes $z = [6\div 8]$ hace posible incrementar el desplazamiento específico y obtener bombas especialmente compactas con el mismo caudal, o incrementar el caudal de una bomba con un volumen dado. El valor mínimo $z=6$ es compatible con los requisitos de perfil de evolvente (el perfil de evolvente no puede extenderse por debajo del círculo de base R_b , con un radio igual al radio del círculo primitivo R para el coseno del ángulo de presión transversal α_t , $R_b = R \cdot \cos(\alpha_t)$) debido al valor reducido del grado de recubrimiento del perfil usado ($\epsilon_t=[0,4\div 0,45]$).

Lo siguiente es una ecuación que identifica la relación entre el ángulo de presión transversal α_t , el número mínimo de dientes (z_{min}) y el factor de grado de recubrimiento transversal (ϵ_t):

$$z_{min} = \text{Int}(\epsilon_t * \pi / \alpha_t) \quad (6)$$

donde $\text{Int}()$ es el operador de redondeo al valor entero más cercano mayor o igual al valor de argumento.

Por ejemplo, dado $\alpha_t = 30^\circ$, $\epsilon_t = 0,45 \Rightarrow z_{min} = \text{Int}(2,7) = 3$.

- El valor del grado de recubrimiento transversal es $\epsilon_t=[0,4\div 0,45]$. Este valor garantiza la ausencia de volumen atrapado, siendo $\epsilon_t < 0,5$. Además, este valor garantiza que los diferentes perfiles usados para definir los perfiles de cabeza y de pie (segmentos circulares con diferente radio y centro) no crean interferencia en las diferentes configuraciones operativas cinemáticas y el bolsillo sellado identificado entre la cabeza y el pie es mínimo y de modo que la eficiencia volumétrica de la bomba se maximice.
- El grado de recubrimiento helicoidal $\epsilon_\beta = [0,6\div 0,85]$ se seleccionó como considerablemente inferior que uno y de modo que la continuidad del movimiento esté garantizada, dado que $\epsilon_t + \epsilon_\beta \geq 1$. Esta elección está asociada con los valores mínimos del parámetro ϵ_β para minimizar los empujes axiales y para garantizar el aislamiento entre las cámaras de succión y de descarga, también en el caso de valores bajos del número de dientes ($z=6$).
- El perfil activo usado para definir el flanco del diente es un perfil circular de evolvente. Los perfiles activos del diente son perfiles conjugados, que garantizan la uniformidad de transmisión del movimiento. Además, este perfil garantiza la insensibilidad a pequeñas variaciones entre centros de los rotores debido a necesidades de construcción y de ensamblaje, así como la elevada resistencia mecánica a la rotura y la fatiga superficial. La elección de un bajo grado de recubrimiento transversal $\epsilon_t=[0,4\div 0,45]$ del perfil de evolvente, sin embargo, hace a estos perfiles de evolvente perfiles de diente truncado.
- Para minimizar la extensión del perfil activo del diente, para reducir el desgaste del perfil e incrementar la vida del dispositivo, se seleccionó un valor del ángulo de presión transversal $\alpha_t=[27^\circ\div 40^\circ]$, que es considerablemente más elevado que el valor estándar normalizado $\alpha_t=20^\circ$. La figura 5 es una vista de algunos perfiles dentados obtenidos con diferentes valores de α_t , con $\epsilon_t=0,45$. Tal como se muestra en la figura 5, la mejor solución se obtiene para $\alpha_t=[27^\circ\div 40^\circ]$.
- Los perfiles inactivos de cabeza y de pie del diente son segmentos circulares. Si el centro de estos círculos (centro teórico $O_{t,t}$) pertenece al círculo primitivo p y la extensión del perfil de evolvente se define mediante $\epsilon_t=0,5$, la partes de cabeza y de pie del diente circular tienen el mismo radio y se solapan completamente con respecto a algunas configuraciones cinemáticas, tal como se muestra en la figura 6. Sin embargo, dicho perfil

teórico puede causar interferencia del perfil debido a tolerancias de trabajo, y la adopción de perfiles circulares con un radio diferente y una posición diferente del centro asociado, generalmente causa interferencia del perfil con respecto a algunas configuraciones operativas cinemáticas.

5 En la solución de acuerdo con la invención, la elección de los puntos de conexión extremos (P_t y P_f) de los perfiles de cabeza y de pie con los perfiles del flanco de evolvente se define mediante la condición $\varepsilon_t=[0,4\div 0,45]$. El centro (O_f) del círculo del perfil de la base se define de forma unívoca mediante la ecuación (4), mientras que el centro (O_t) del círculo del perfil de cabeza se define mediante la ecuación (5), con $\zeta > 1$, de tal manera que el radio de cabeza r_t sea generalmente mayor que el radio de pie r_f .

10 La figura 7 muestra un perfil de diente en el que $Z=7$, $\varepsilon_t=0,4$ y $\alpha_t=35^\circ$, obtenido en el caso extremo en el que $\zeta = 20$, no dentro del alcance de las reivindicaciones. El valor de ζ se selecciona de acuerdo con la calidad de trabajo asociada con la realización de este perfil, y en el valor máximo de bolsillo sellado tolerado entre los perfiles de cabeza y de pie. El grosor del bolsillo sellado característico h puede evaluarse con la siguiente ecuación:

$$15 \quad h = r_f - r_t + (\zeta + 1) \cdot \Delta R \quad (7)$$

De acuerdo con la presente invención, se seleccionan valores ideales del parámetro ζ , en particular $\zeta=[1,1\div 1,6]$. Este intervalo de valores garantiza que la condición de no interferencia se cumple y el bolsillo sellado generado entre la cabeza y el pie en las diferentes configuraciones operativas cinemáticas es mínima y de modo que se garanticen elevados valores de eficiencia volumétrica.

20 El perfil del diente (flanco izquierdo-cabeza-flanco derecho-pie) es clase C^0 continuo, con discontinuidad de la tangente en la conexión entre flanco y cabeza y flanco y pie, tal como se muestra en los ejemplos de la figura 7 ($\zeta=20$), La figura 8 ($\zeta=5$), y la figura 9 ($\zeta=1,28$), no estando los mostrados en la figura 7 y la figura 8 dentro del alcance de las reivindicaciones.

25 La discontinuidad es mínima en el intervalo de valores $\zeta=[1,1\div 1,6]$, tal como se muestra en la figura 9. En cualquier caso, la discontinuidad afecta a la parte del perfil inactivo y, por lo tanto, no afecta a la correcta transmisión del movimiento.

30 Los siguientes son los parámetros y especificaciones de tres ejemplos de perfiles de dientes de acuerdo con la invención, para la realización de un par de ruedas dentadas usadas en una bomba de engranajes externos.

35 Ejemplo 1

$z = 6$;	número de dientes;
$\alpha_t = 37^\circ$	ángulo de presión transversal;
$R = 20.048$ mm	Radio del círculo primitivo;
$\varepsilon_t = 0,45$	grado de recubrimiento transversal;
$\varepsilon_\beta = 0,80$	grado de recubrimiento helicoidal;
$\zeta = 1,26$	factor no dimensional para la definición del perfil de la raíz;
$L = 30$ mm	anchura del diente.

Pueden evaluarse los siguientes parámetros característicos del engranaje y la bomba

$D_t = 2 \cdot R_t = 48.3$ mm	Diámetro de la punta;
$a = 40.097$ mm	distancia del centro del engranaje;
$\alpha_n = 33,326^\circ$	ángulo de presión normal;
$\beta = 29,243^\circ$	ángulo de la hélice;
$r_t = 4.331$ mm	radio de cabeza del diente;
$r_f = 4.305$ mm	radio de pie del diente;
$V = 33.108$ cm ³	desplazamiento;

40 La figura 10a muestra el perfil del diente obtenido usando los parámetros mencionados anteriormente y la figura 10b muestra los dos rotores de engranajes con este perfil del diente.

45 Ejemplo 2

$z = 7$;	número de dientes;
-----------	--------------------

ES 2 493 171 T3

$\alpha_t=35^\circ$	ángulo de presión transversal;
$R= 20.485 \text{ mm}$	Radio del círculo primitivo;
$\varepsilon_t= 0,43$	grado de recubrimiento transversal;
$\varepsilon_\beta= 0,82$	grado de recubrimiento helicoidal;
$\zeta = 1,2$	factor no dimensional para la definición del perfil de la base;
$L= 30 \text{ mm}$	anchura del diente.

Pueden evaluarse los siguientes parámetros característicos del engranaje y la bomba:

$D_i=2*R_i= 48,3 \text{ mm}$	Diámetro de la punta;
$a= 40.969 \text{ mm}$	distancia del centro del engranaje;
$\alpha_n=32,032^\circ$	ángulo de presión normal;
$\beta= 26,683^\circ$	ángulo de la hélice;
$r_t=3.906\text{mm}$	radio de cabeza del diente;
$r_f=3.886\text{mm}$	radio de pie del diente;
$V=29.989 \text{ cm}^3$	desplazamiento;

- 5 La figura 11a muestra el perfil del diente obtenido con los parámetros del ejemplo 2 y la figura 11b muestra los dos rotores de engranaje con este perfil del diente.

Ejemplo 3

$z= 8;$	número de dientes;
$\alpha_t=33^\circ$	ángulo de presión transversal;
$R= 20.826 \text{ mm}$	radio del círculo primitivo;
$\varepsilon_t= 0,41$	grado de recubrimiento transversal;
$\varepsilon_\beta= 0,84$	grado de recubrimiento helicoidal;
$\zeta = 1,17$	factor no dimensional para la definición del perfil de la raíz;
$L= 30 \text{ mm}$	anchura del diente.

10

Pueden evaluarse los siguientes parámetros característicos del engranaje y la bomba:

$D_i=2*R_i= 48,3 \text{ mm}$	Diámetro de la punta;
$a= 41.653 \text{ mm}$	distancia del centro del engranaje;
$\beta= 24,607^\circ$	ángulo de la hélice;
$\alpha_n=30,559^\circ$	ángulo de presión normal;
$r_t=3.566 \text{ mm}$	radio de cabeza del diente;
$r_f=3.549 \text{ mm}$	radio de pie del diente;
$V=27.483 \text{ cm}^3$	desplazamiento;

15

La figura 12a muestra el perfil del diente obtenido con los parámetros del ejemplo 3 y la figura 12b muestra los dos rotores de engranaje con este perfil del diente.

Pueden realizarse muchas variaciones y modificaciones a las presentes realizaciones de la invención por un experto en la materia, mientras sigan estando dentro del alcance de la invención, tal como se desvela en las reivindicaciones adjuntas.

20

REIVINDICACIONES

1. Un perfil de diente para rotores de una bomba volumétrica de engranajes con ruedas dentadas con dientes helicoidales externos, con:

- un perfil de cabeza del diente inactivo,
- un perfil de pie del diente inactivo,
- un perfil de flanco derecho del diente activo y
- un perfil de flanco izquierdo activo,

en el que dichos perfiles del flanco derecho e izquierdo del diente activos son perfiles de diente de evolvente truncado y dichos perfiles de cabeza y de pie del diente inactivos se definen mediante arcos de círculo, dichos arcos de círculo de los perfiles inactivos de cabeza y de pie del diente tienen un centro (O_f , O_i) y un radio (r_f , r_i) definidos por las siguientes ecuaciones:

$$\begin{cases} \mathbf{O}_f = \mathbf{H}_f + (\mathbf{H}_f - \mathbf{O}) \cdot \frac{\Delta R}{|\mathbf{H}_f - \mathbf{O}|} \\ r_f = |\mathbf{P}_f - \mathbf{O}_f| \end{cases}$$

y

$$\begin{cases} \mathbf{O}_i = \mathbf{H}_i + (\mathbf{O} - \mathbf{H}_i) \cdot \frac{\zeta \cdot \Delta R}{|\mathbf{H}_i - \mathbf{O}|} \\ r_i = |\mathbf{P}_i - \mathbf{O}_i| \end{cases}$$

$$\Delta R = 0,5 * (|\mathbf{H}_i - \mathbf{K}_i| + |\mathbf{H}_f - \mathbf{K}_f|)$$

en las que

- O es el centro de la circunferencia primitiva (p) del engranaje;
- H_f es un punto en la circunferencia primitiva en la dirección radial (r-v) de la línea central del hueco entre dos dientes contiguos;
- P_f es un punto al final del segmento de evolvente cerca del comienzo de la sección de la base del diente;
- K_f es un punto identificado por la intersección de la normal y el perfil de evolvente en el punto P_f y la dirección radial (r-v) de la línea central del hueco entre dos dientes contiguos,
- H_i es un punto en la circunferencia primitiva en la dirección radial (r-d) de la línea central del diente;
- P_i es un punto al comienzo del segmento de evolvente cerca del final de la sección de cabeza del diente;
- K_i es un punto identificado por la intersección entre la normal y el perfil de evolvente en el punto P_i del segmento y la dirección radial (r-d) de la línea central del diente,

caracterizado porque

- el perfil de diente de evolvente truncado activo tiene un grado de recubrimiento transversal o continuidad (ε_t) de 0,4 a 0,45,
- el engranaje de dientes helicoidales tiene un grado de recubrimiento helicoidal o avance (ε_β) de 0,6 a 0,85;
- dicho perfil de diente de evolvente truncado activo tiene un ángulo de presión transversal (α_t) de 27° a 40°, en el que el rotor comprende un número de dientes (z) de 6 a 8; y
- $1,1 \leq \zeta \leq 1,6$.

2. Una bomba volumétrica con engranajes con dientes externos que comprende dos rotores con un perfil de diente de acuerdo con la reivindicación 1.

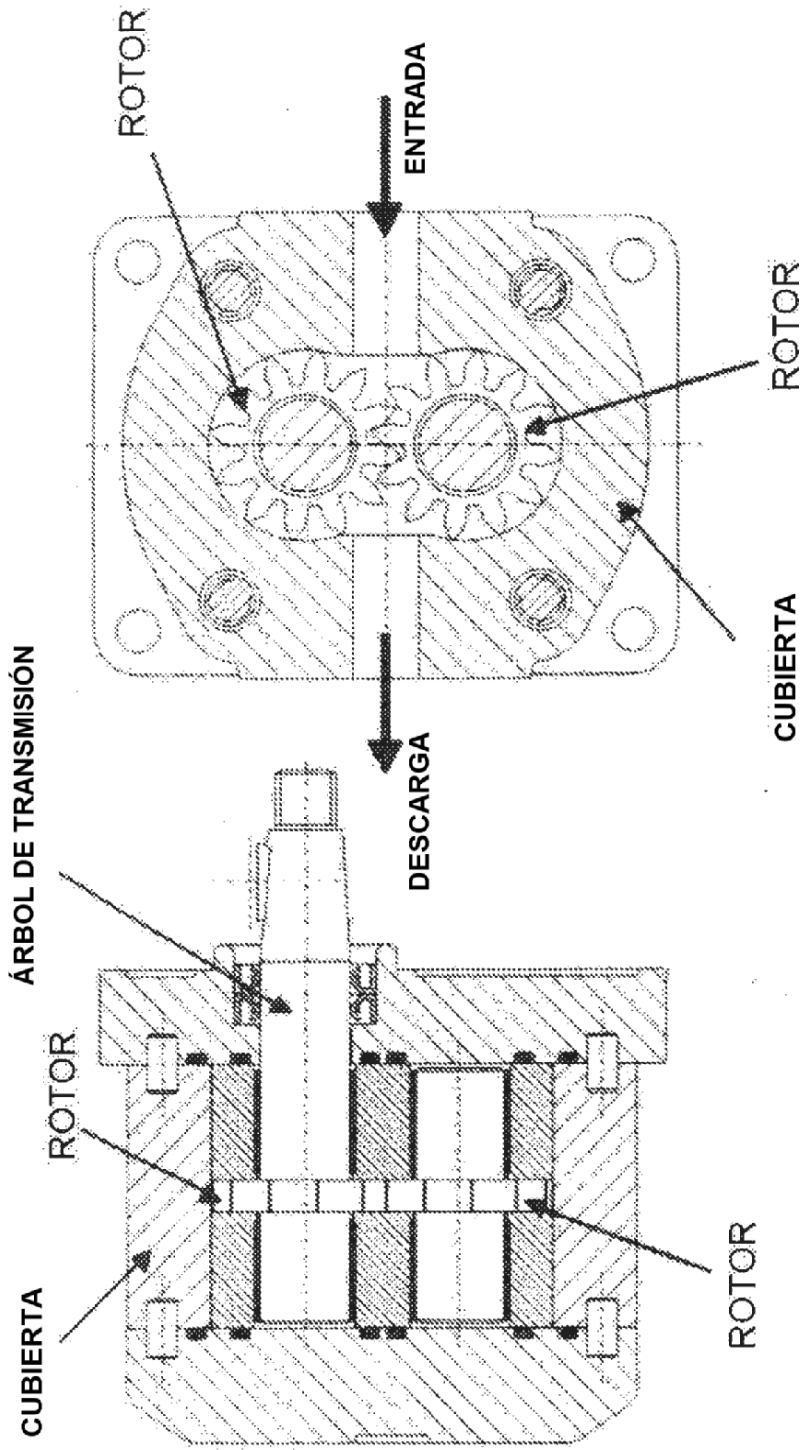


FIG. 1
TÉCNICA ANTERIOR

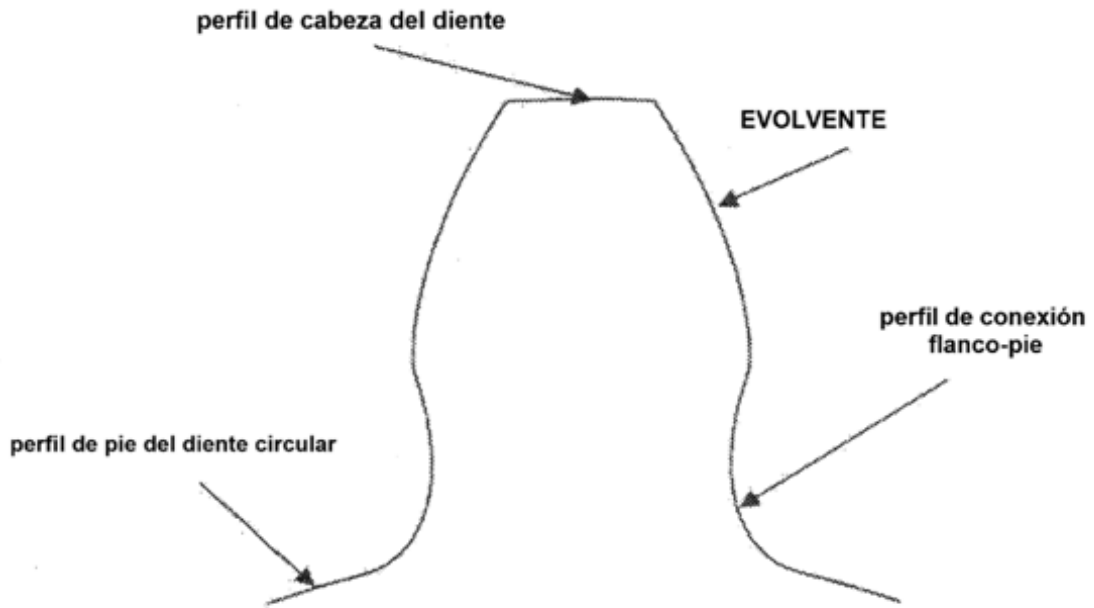


FIG. 2
TÉCNICA ANTERIOR

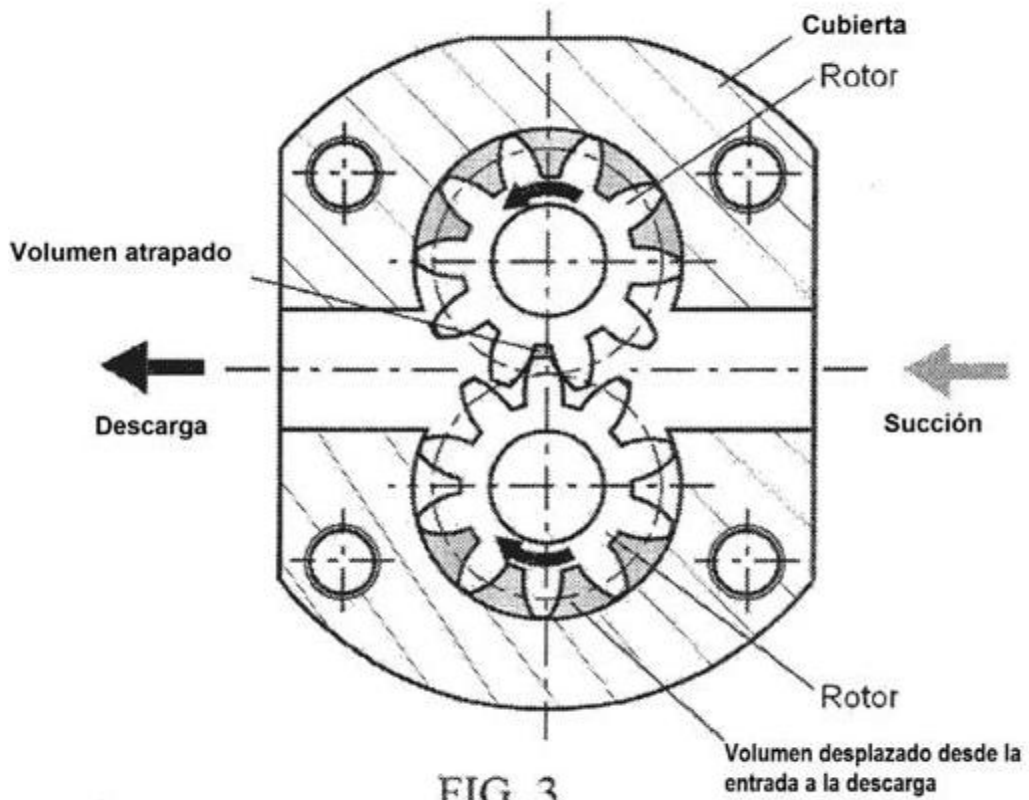


FIG. 3
TÉCNICA ANTERIOR

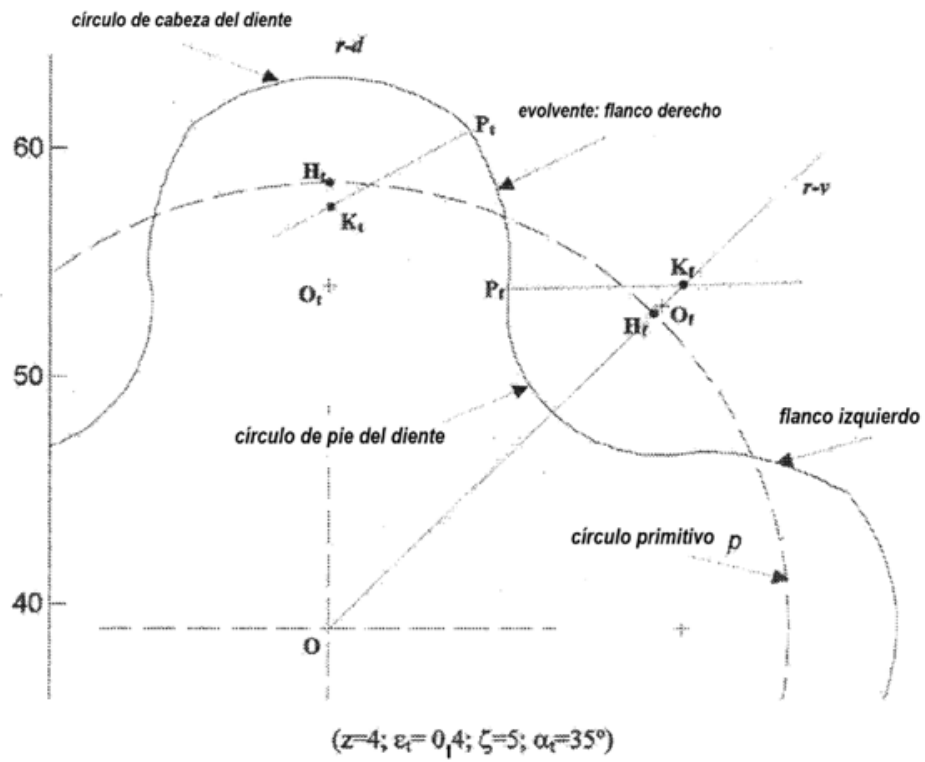


FIG. 4

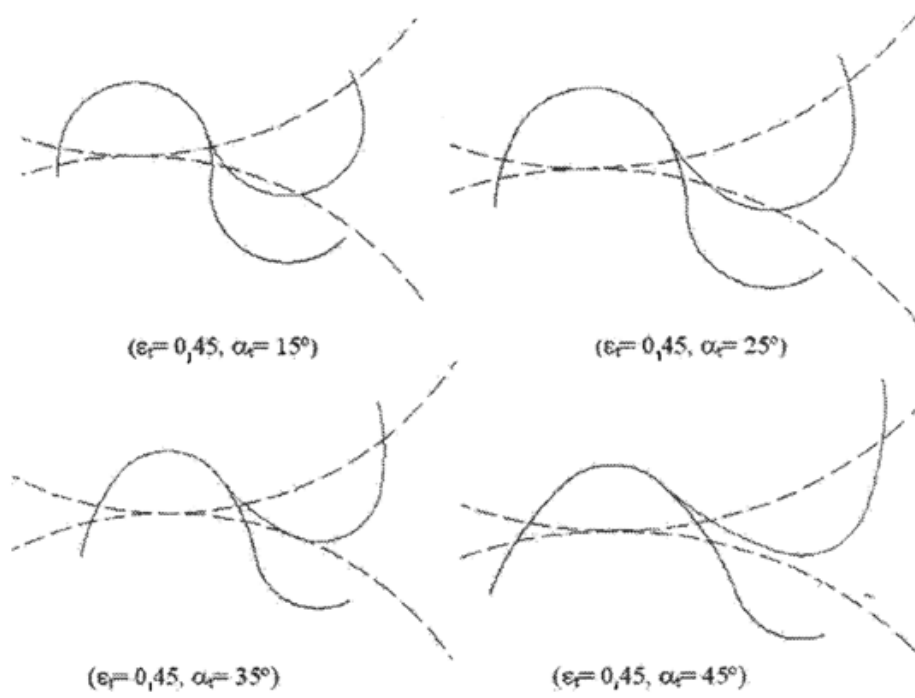


FIG. 5

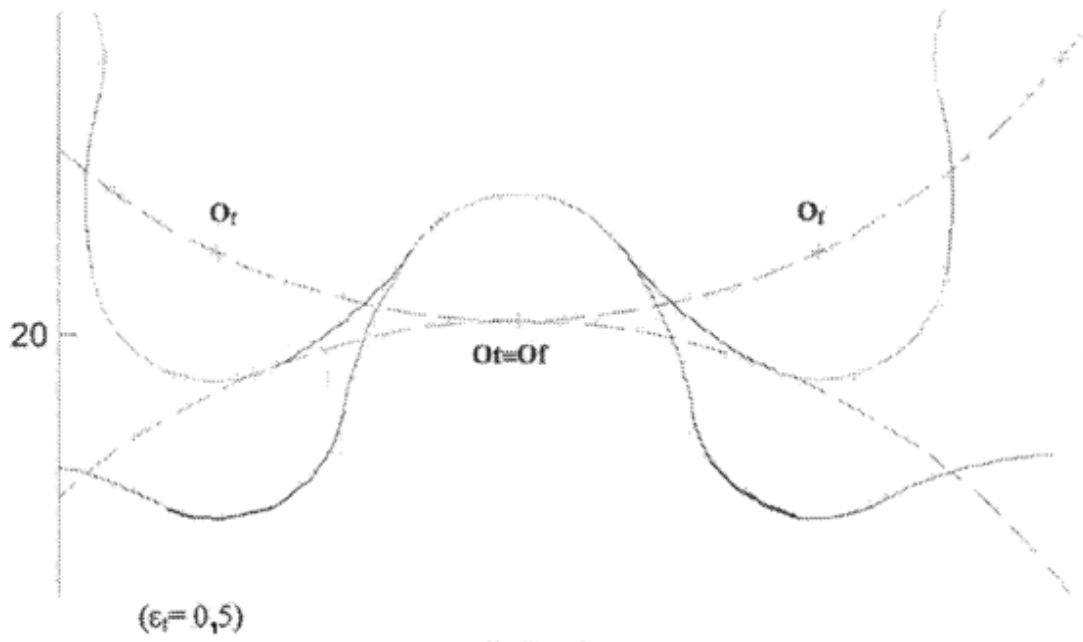


FIG. 6

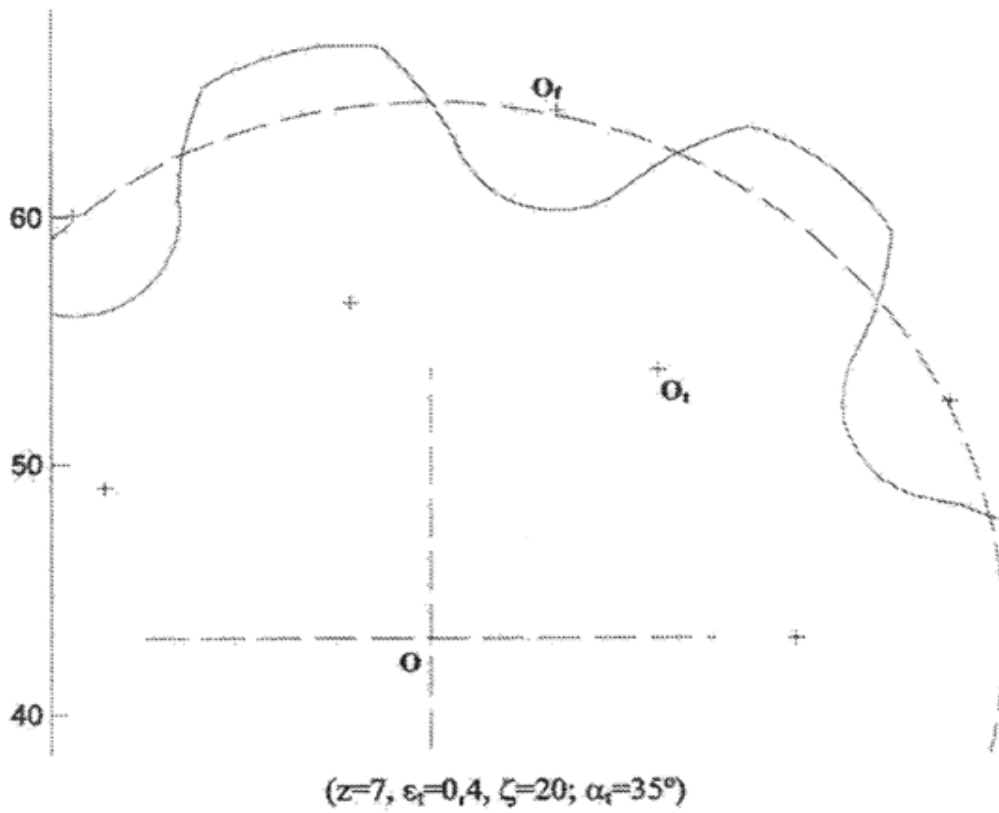


FIG. 7

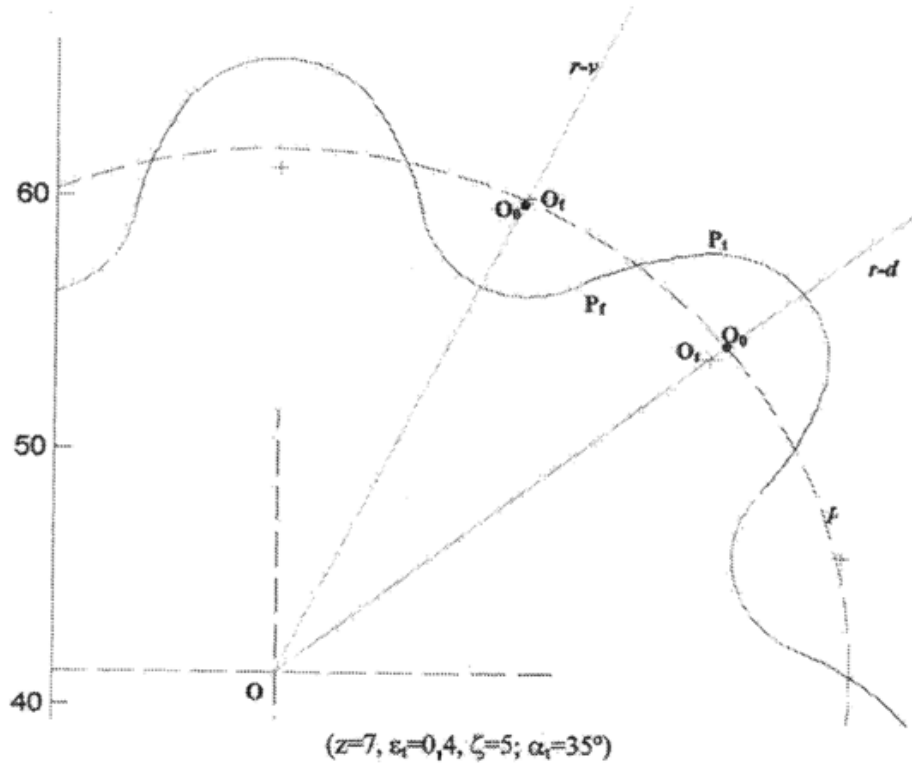


FIG. 8

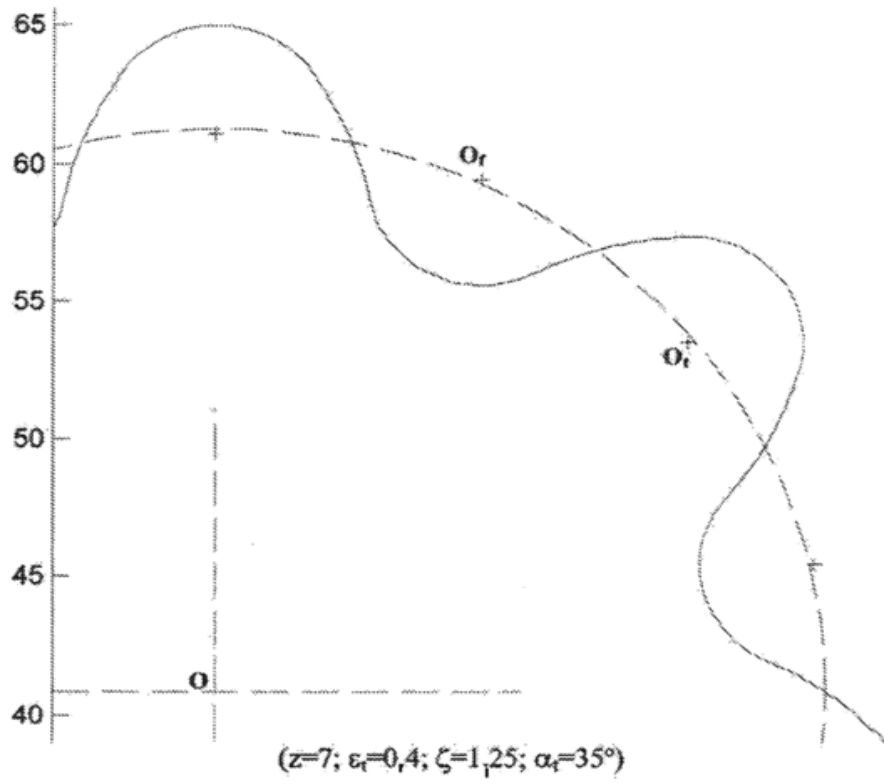


FIG. 9



FIG. 10a

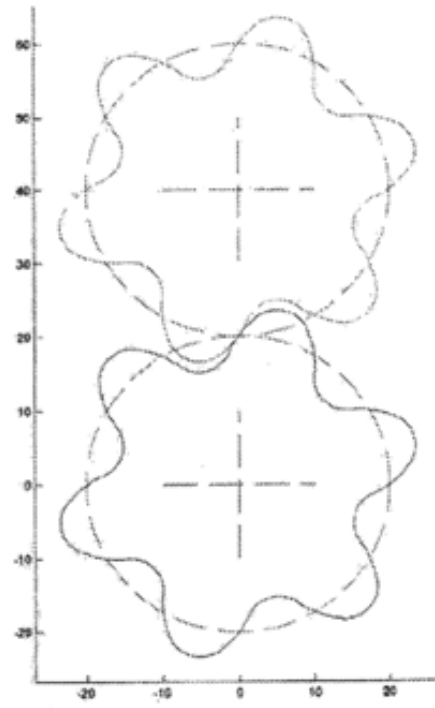


FIG. 10b



FIG. 11a

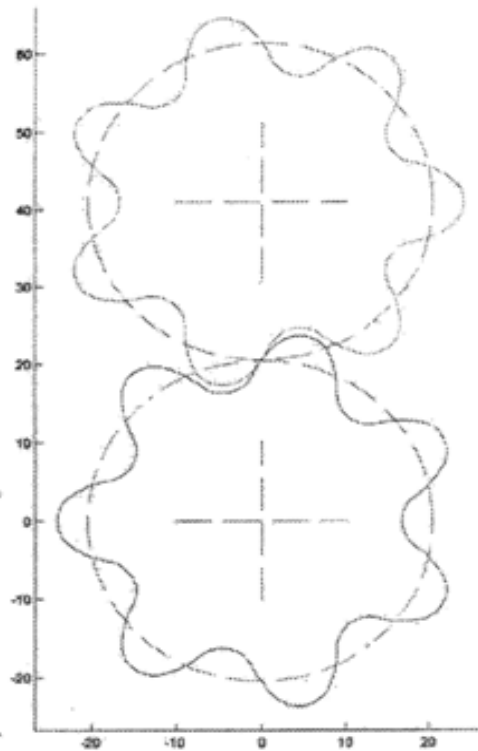


FIG. 11b

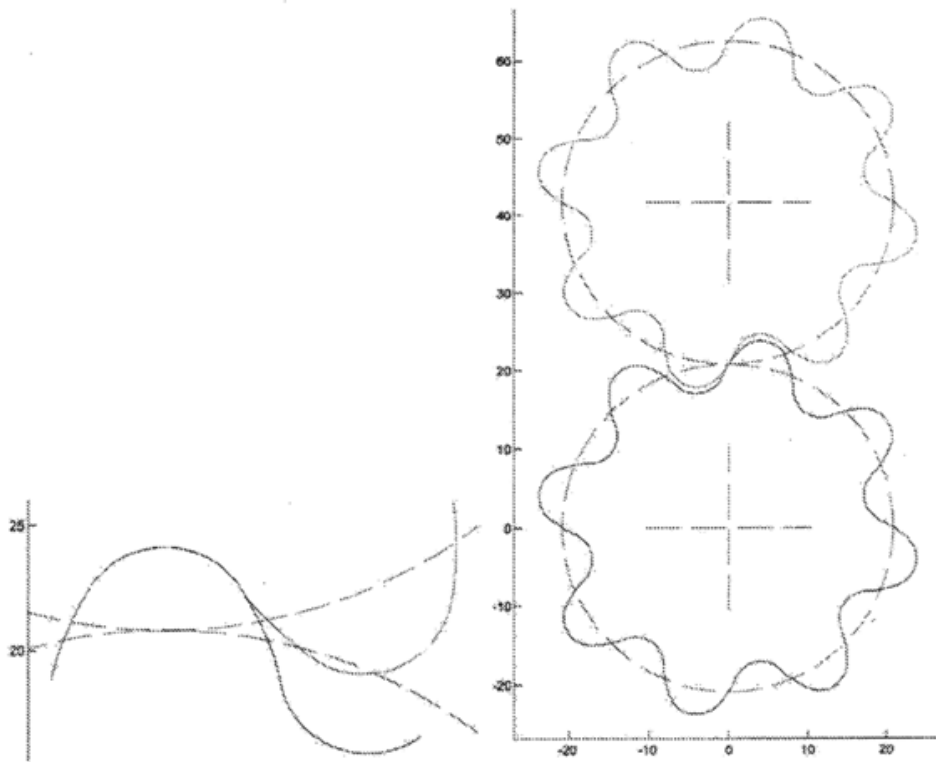


FIG. 12a

FIG. 12b

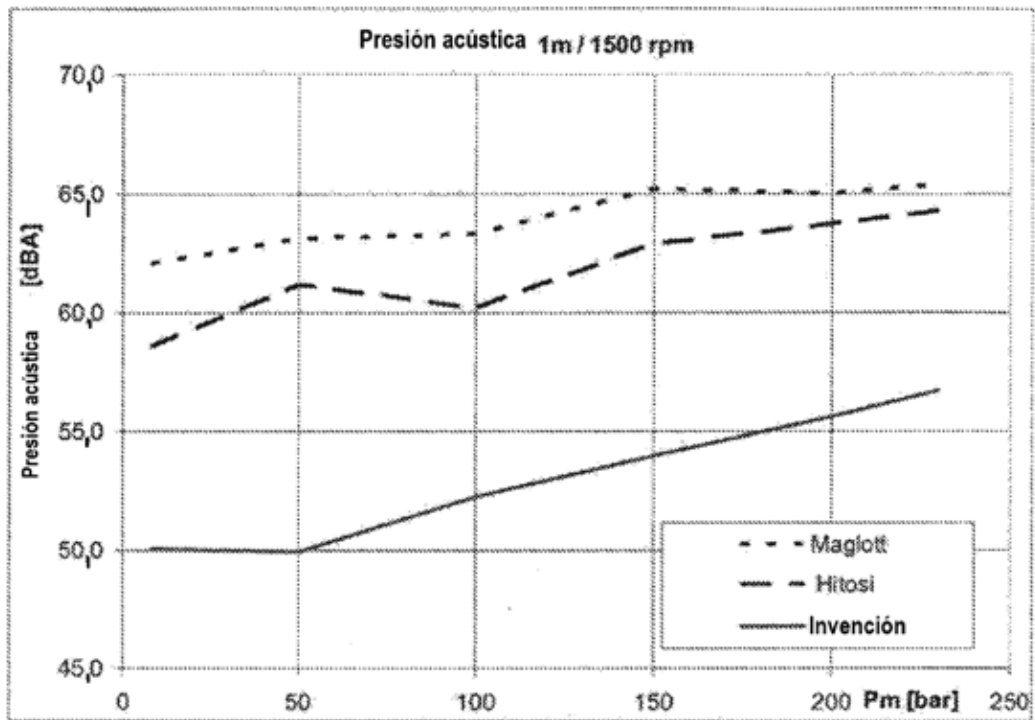


FIG. 13

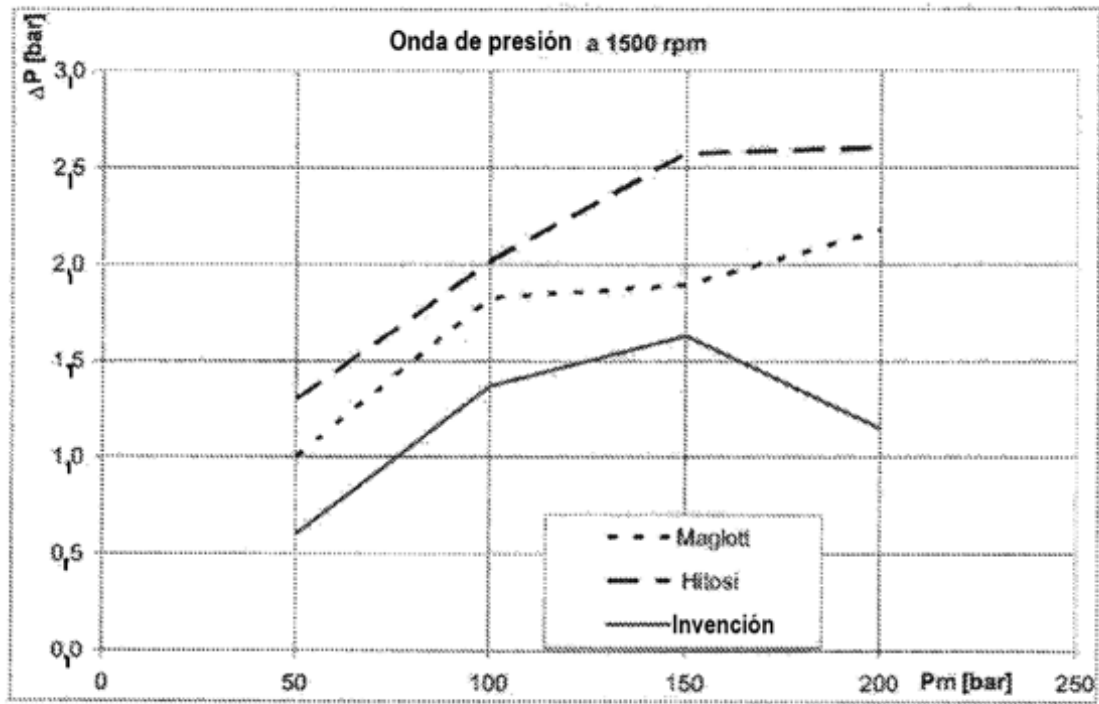
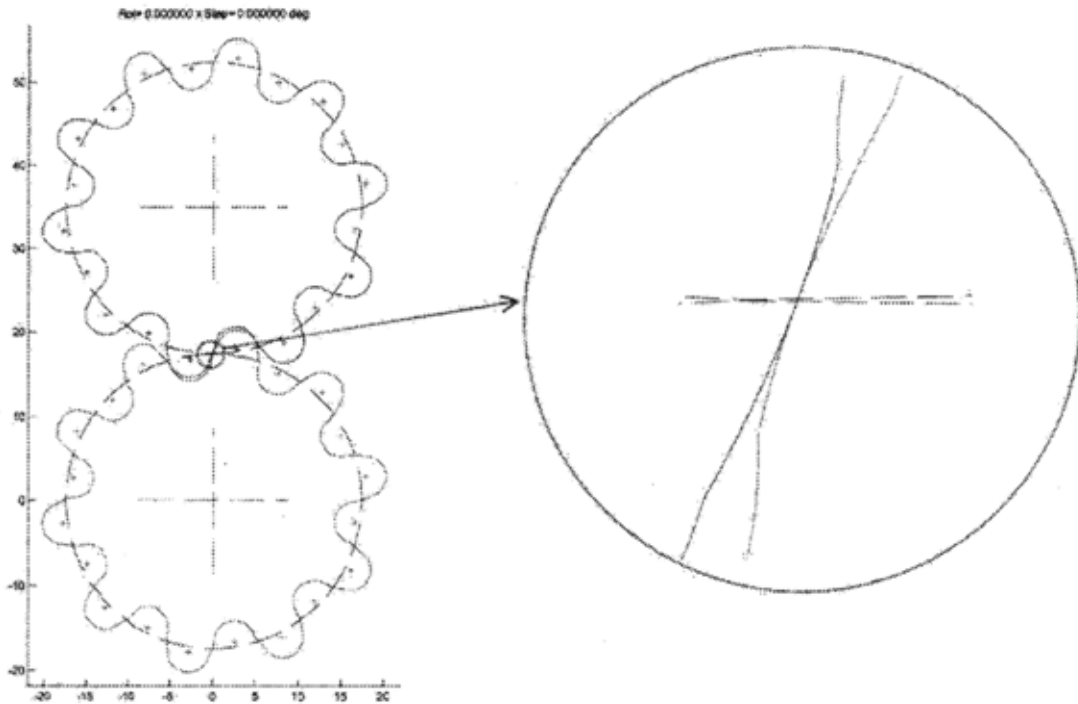


FIG. 14



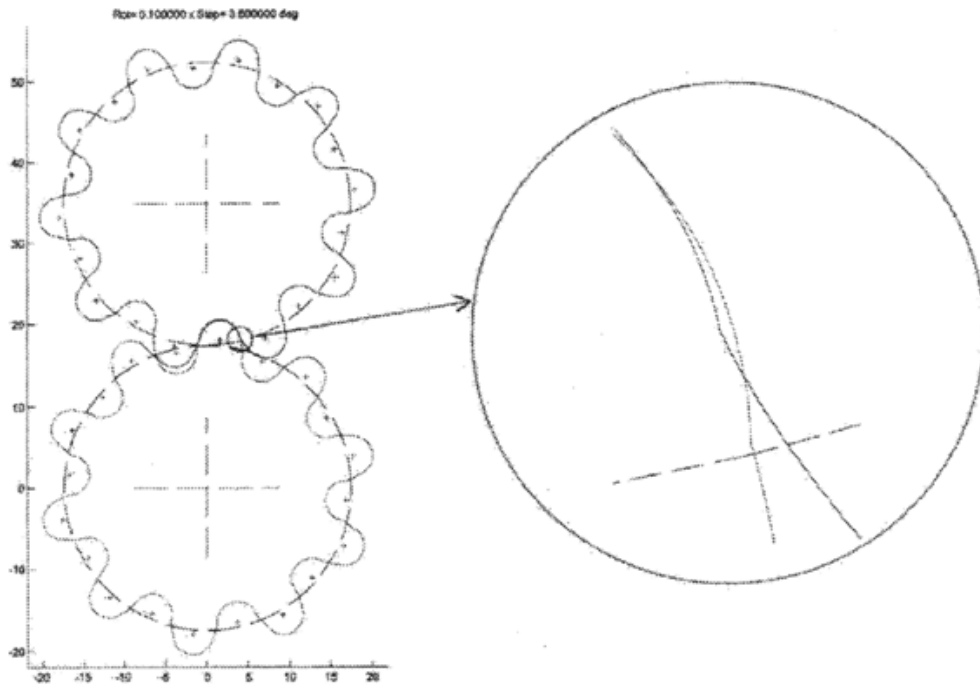


Fig. 15b: Perfil de Maglott - $\theta = 0,1 * 2\pi/z$

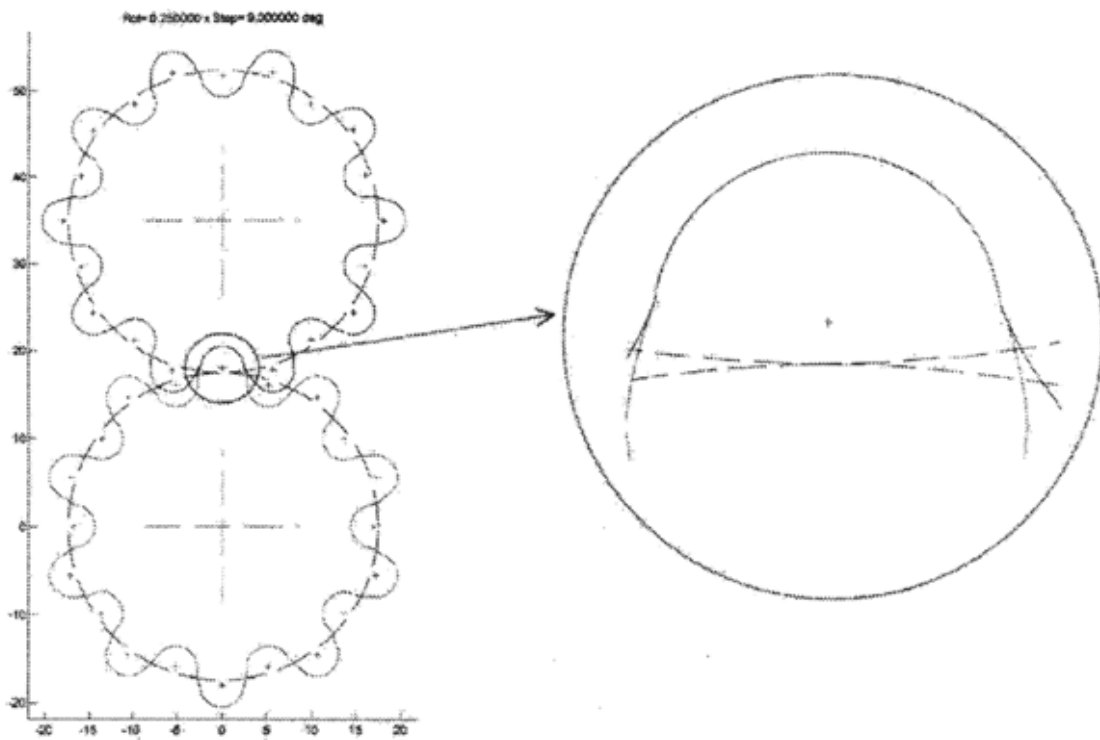


Fig. 15c: Perfil de Maglott - $\theta = 0,25 * 2\pi/z$

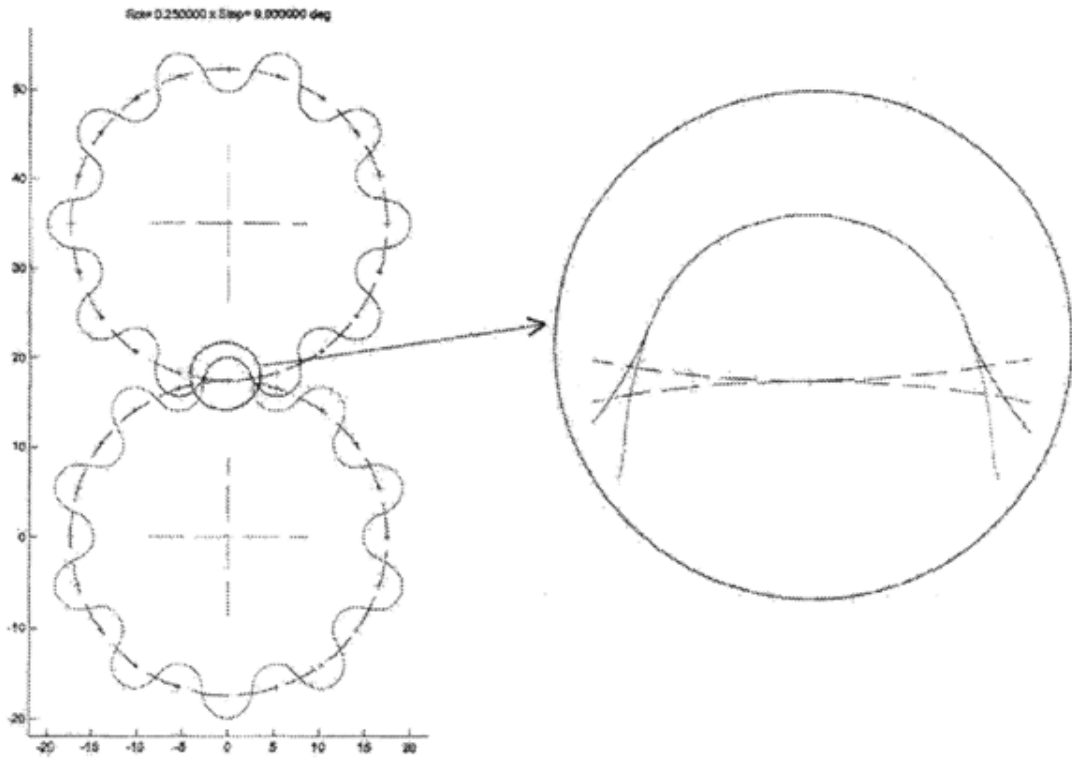


Fig. 16: Perfil de Hitosi - $\theta = 0,25 * 2\pi/z$

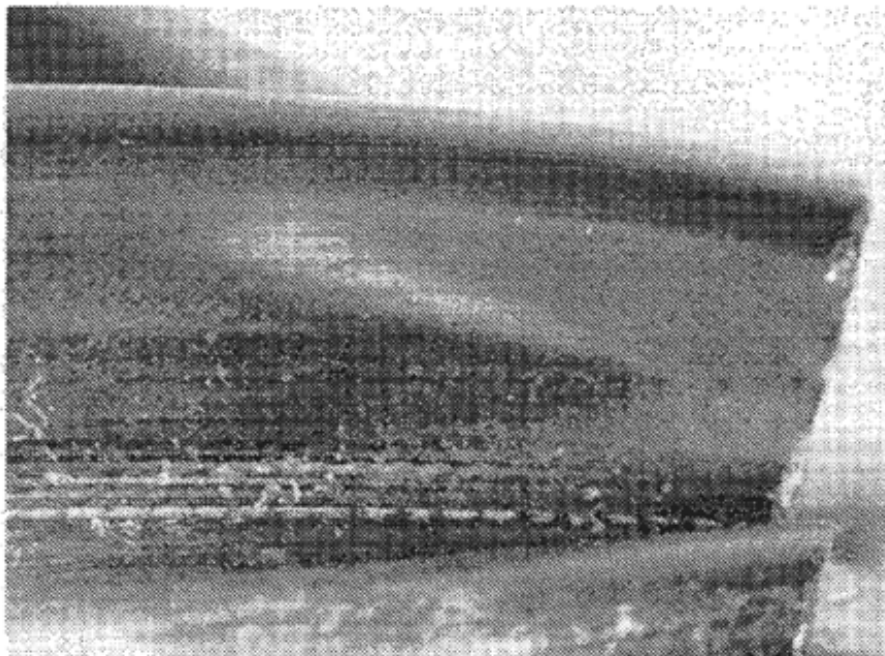


Fig.17a: Desgaste superficial en rotor de Maglott

$$Ra = 6,4 * 10^{-3} \text{ mm}$$

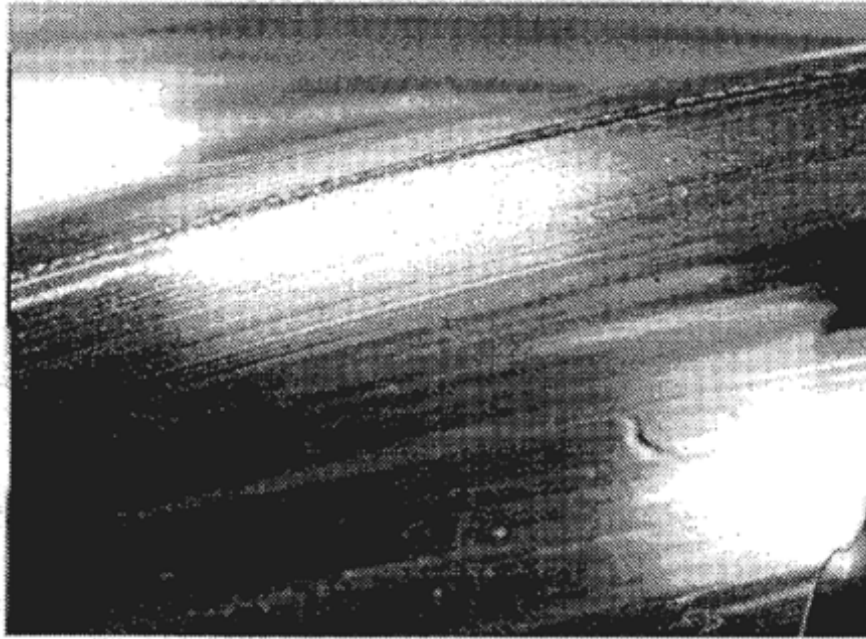


Fig.17b: Desgaste superficial en rotor de Hitosi
 $Ra= 5,2 * 10^{-3}$ mm

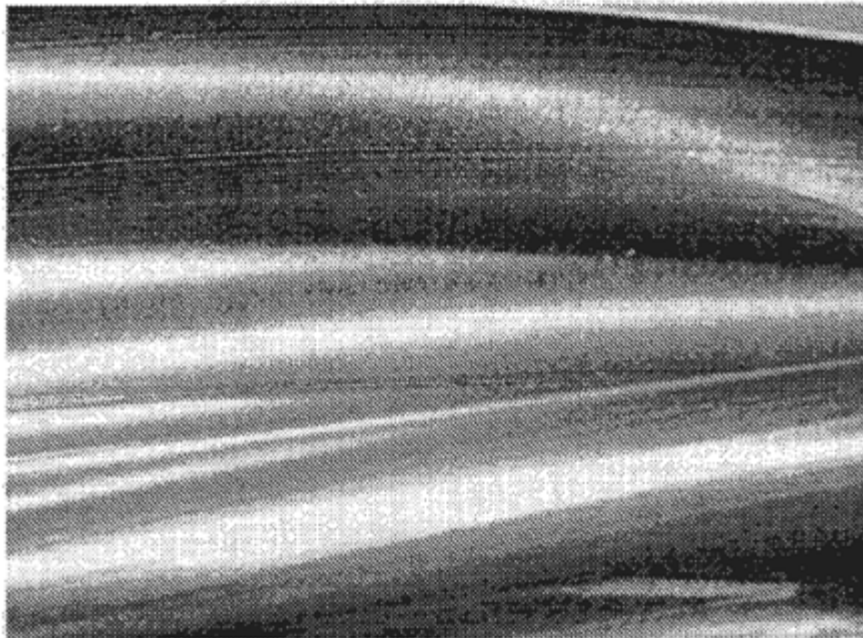


Fig.17c: Desgaste superficial en rotor de la invención
 $Ra= 0,6 * 10^{-3}$ mm